



①⑨ **BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 100 24 191 A 1**

⑤① Int. Cl.<sup>7</sup>:  
**F 16 H 41/04**  
F 16 H 45/02

②① Aktenzeichen: 100 24 191.3  
②② Anmeldetag: 17. 5. 2000  
④③ Offenlegungstag: 30. 11. 2000

**DE 100 24 191 A 1**

⑥⑥ Innere Priorität:  
199 23 561. 9      21. 05. 1999

⑦① Anmelder:  
LuK Lamellen und Kupplungsbau GmbH, 77815  
Bühl, DE

⑦② Erfinder:  
Reik, Wolfgang, Dr., 77815 Bühl, DE; Kozarekar,  
Shailesh, Farmington Hills, Mich., US; Maucher,  
Edmund, Wooster, Ohio, US; Brees, William,  
Wooster, Ohio, US

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

- ⑤④ Drehmomentübertragungseinrichtung  
⑤⑦ Die Erfindung betrifft eine Drehmomentübertragungs-  
einrichtung mit einem Drehmomentwandler oder einer  
Flüssigkeitskupplung.

**DE 100 24 191 A 1**

Die Erfindung betrifft eine Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere für ein Kraftfahrzeug, mit einer Flüssigkeitskupplung wie Föttinger-Kupplung oder einem Drehmomentwandler, zumindest bestehend aus wenigstens einem mit einer Antriebswelle einer Antriebseinheit drehfest verbindbaren Pumpenrad, wenigstens einem drehfest mit der Eingangswelle eines anzutreibenden Stranges verbindbares Turbinenrad sowie gegebenenfalls wenigstens einem zwischen Pumpen- und Turbinenrad angeordneten Leitrad, einem zumindest das Pumpen- und Turbinenrad aufnehmenden Gehäuse und wenigstens einem zwischen der Antriebswelle und der Eingangswelle wirksamen Torsionsschwingungsdämpfer.

Derartige Drehmomentübertragungseinrichtungen sind insbesondere für Stufenautomatikgetriebe bekannt und die Aufgabe der Erfindung ist die Verbesserung derartiger Einrichtungen, insbesondere die Verbesserung deren Dämpfungswirkung. Außerdem soll ein verbessertes Dämpfungskonzept kostengünstig und einfach herstellbar sein. Die Ansteuerung von Schaltelementen soll einfach und kompatibel mit den Drehmomentübertragungseinrichtungen nach dem Stand der Technik sein.

Die Aufgabe wird durch eine Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere für ein Kraftfahrzeug, mit einer Flüssigkeitskupplung wie Föttinger-Kupplung oder einem Drehmomentwandler, zumindest bestehend aus wenigstens einem mit einer Antriebswelle einer Antriebseinheit drehfest verbindbaren Pumpenrad, wenigstens einem drehfest mit der Eingangswelle eines anzutreibenden Stranges verbindbares Turbinenrad sowie gegebenenfalls wenigstens einem zwischen Pumpen- und Turbinenrad angeordneten Leitrad, einem zumindest das Pumpen- und Turbinenrad aufnehmenden Gehäuse und wenigstens einem zwischen der Antriebswelle und der Eingangswelle wirksamen Torsionsschwingungsdämpfer gelöst, bei der zumindest ein Torsionsschwingungsdämpfer im Kraftfluß zwischen der Antriebswelle und dem Pumpenrad angeordnet ist.

Bei der Drehmomentübertragungseinrichtung kann das Pumpenrad relativ gegen das Gehäuse verdrehbar sein.

Bei der Drehmomentübertragungseinrichtung kann der Torsionsschwingungsdämpfer im Kraftfluß zwischen dem Gehäuse und dem Pumpenrad angeordnet sein.

Bei der Drehmomentübertragungseinrichtung kann der Torsionsschwingungsdämpfer innerhalb des Gehäuses angeordnet sein.

Bei der Drehmomentübertragungseinrichtung kann der Torsionsschwingungsdämpfer axial zwischen dem Turbinenrad und einer der Antriebseinheit zugewandten Wand des Gehäuses angeordnet sein.

Weiterhin kann bei der erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung der Torsionsschwingungsdämpfer unmittelbar radial innerhalb eines Außenumfangs des Gehäuses angeordnet sein und es kann zwischen dem Gehäuse und dem Pumpenrad eine schaltbare Überbrückungskupplung wirksam sein, die zwischen einer Schale des Pumpenrads und dem Gehäuse wirksam sein kann. Weiterhin kann die Überbrückungskupplung durch einen mit dem Gehäuse drehfest und axial verlagerbaren Kolben, der mit einem Bauteil des Pumpenrads in Reibeingriff bringbar ist, gebildet werden.

Bei der Drehmomentübertragungseinrichtung kann eine schaltbare Wandlerüberbrückungskupplung zwischen dem Gehäuse und der Eingangswelle wirksam sein. Bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung kann weiterhin der zumindest eine Torsionsschwingungsdämpfer zwischen dem Gehäuse und der Eingangswelle wirksam ist.

Bei der Drehmomentübertragungseinrichtung kann das Eingangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers direkt mit dem Gehäuse verbunden oder aus diesem gebildet ist. Das Ausgangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers kann aus einem Flanschteil gebildet sein, das eine Reibeingriffsfläche für den Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung bildet. Hierbei kann das Flanschteil zur Ausbildung einer konischen Reibeingriffsfläche am Innenumfang konisch nach radial außen umgeformt sein. In einem weiteren Ausgestaltungsbeispiel kann das Ausgangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers direkt aus einem axialen Ansatz des Pumpenrads, vorzugsweise an dessen Außenumfang, gebildet sein. Weiterhin kann an dem Ansatz nach radial innen ein Ringflansch zur Ausbildung des Reibeingriffs mit dem Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung vorgesehen sein. Weiterhin kann der Ringflansch konisch nach radial innen ausgerichtet ist.

Nach dem erfinderischen Gedanken können zur Ausbildung des Reibeingriffs auf dem Kolben oder an der Kontaktfläche des Kolbens am Gehäuse Reibbeläge vorgesehen sein.

Zur Verbesserung des Schwingungsverhaltens kann das Gehäuse eine primäre Schwungmasse bilden, die entgegen der Wirkung des Torsionsschwingungsdämpfers gegen eine zumindest durch das Pumpenrad gebildete sekundäre Schwungmasse relativ verdrehbar ist. Hierbei kann die sekundäre Schwungmasse bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung zumindest durch die Masse des Turbinenrads ergänzt werden.

Der zumindest eine Torsionsschwingungsdämpfer kann zumindest in Umfangsrichtung wirksame, über den Umfang verteilte Energiespeicher aufweisen, die kurze Schraubendruckfedern sein können, die vorzugsweise radial innerhalb der größten axialen Ausdehnung des Turbinenrads angeordnet sind oder die aus vorzugsweise auf annähernd den Montageumfang vorgebogene Schraubendfedern gebildet sein können, die sich bezüglich ihrer Länge verglichen mit dem Montageumfangsradius über eine vergleichbaren oder größeren Kreisbogen erstrecken und radial außerhalb der größten axialen Ausdehnung des Turbinenrads, vorzugsweise unmittelbar innerhalb des Außenumfangs des Gehäuses untergebracht sind.

Die Erfindung wird anhand der in den **Fig. 1** bis 8 gezeigten Teilschnitte von Ausführungsbeispielen der erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung näher erläutert.

**Fig. 1** zeigt eine Einrichtung **1'** mit einem Gehäuse **2'**, das aus der der nicht näher dargestellten Antriebseinheit zugewandten Schale **2**, die mittels eines nicht näher dargestellten, an sich bekannten Antriebsblechs vorzugsweise radial außen mit der Antriebswelle der Antriebseinheit wie Brennkraftmaschine verbunden ist, und der der Antriebseinheit abgewandten Schale **3** gebildet ist. Die beiden Schalen **2, 3** sind hierzu an ihrem Außenumfang dicht miteinander verbunden, beispielsweise verschweißt, mittels eines sich axial erstreckenden Zapfens **1**, der angeschweißt oder angeformt sein kann, in einer entsprechenden Ausnehmung der Kurbelwelle zentriert und auf dem Getriebestumpf **15** des Getriebegehäuses mittels eines Gleitlagerrings **16** verdrehbar gelagert.

In dem Gehäuse **2'** sind das Pumpenrad **7**, das Turbinenrad **10** und das Leitrad **12** sowie der Kolben **6** und der Torsionsschwingungsdämpfer **30** untergebracht. Das Leitrad **12** ist mittels des Freilaufs **13** auf dem Getriebestumpf **15** in eine Richtung drehfest und die andere Richtung verdrehbar gelagert. Auf einer axial ausgebildeten Schulter des Leitrads **12** ist mittels eines Lagers **21** das Pumpenrad verdrehbar aufgenommen und axial mittels des Anschlagrings **17** vom

Gehäuse 2' beabstandet.

Das Turbinenrad 10 ist mittels Nieten auf dem mit der Getriebeeingangswelle 14 verzahnten und daher dreh-schlüssig und axial verlagerbar auf dieser gelagerten Nabenflansch 11 dreh-schlüssig verbunden, wobei der Nabenflansch 11 gegen den Gehäusestumpf 15 mittels des Dichtrings 25 abgedichtet und mittels der Anschlagringe 18, 19, 20 vom Leitrad 12 beziehungsweise von der Schale 2 und den Kolben 6 axial beabstandet ist. Auf einer sich axial erstreckenden Schulter ist an der der Schale 2 zugewandten Seite des Nabenflansches 11 ein Kolben 6 axial verlagerbar aufgenommen und gegen den Nabenflansch mittels der Dichtung 20 abgedichtet. Der Kolben 6 ist mittels der Blattfedern 22 dreh-schlüssig und axial nachgiebig mit dem Nabenflansch 11 verbunden, die eine in Umfangsrichtung wirkende Kraft von dem Kolben 6 auf den Nabenflansch 11 übertragen und gegen diesen mittels der Dichtung 24 abgedichtet. Der Kolben 6 weist radial außen Reibbeläge 31 auf, die bei einer Axialverlagerung des Kolbens 6 einen Reibschluß mit einem Ringflansch 8 bilden, der mit einem axialen Ansatz 7a des Pumpenrads 7 fest verbunden, beispielsweise verschweißt ist. Der Ringflansch 8 kann – wie in diesem Ausführungsbeispiel gezeigt – gegenüber der Drehachse der Einrichtung 1' konisch ange-stellt sein, so daß in Verbindung mit dem entsprechend ge-formten Kolben 6 eine konische Wandlerüberbrückungs-kupplung 32 gebildet wird. Die Wandlerüberbrückungs-kupplung 32 leitet das von der Antriebseinheit in das Ge-häuse 2' eingeleitete Drehmoment direkt über den Kolben 6 und die Blattfedern 22 in den Nabenflansch 11 und dadurch in die Getriebeeingangswelle 14 ein und überbrückt dadurch den Übertragungsweg vom Gehäuse 2' über den Torsions-schwingungsdämpfer 30 auf das Pumpenrad 7 und von dort über das Turbinenrad 10 und den Nabenflansch 11 in die Ge-triebeeingangswelle 14.

Der Torsionsschwingungsdämpfer 30 ist direkt an der Innenseite des Außenumfangs der Gehäuseschale 2 angeord-net und wird von vorzugsweise ineinandergeschachtelten Bogenfedern 5 gebildet, wobei vorzugsweise zwei über den Umfang verteilte und sich annähernd über den halben Um-fang erstreckende Bogenfedern 5 die in Umfangsrichtung wirksamen Energiespeicher bilden. Dabei werden die Ener-giespeicher 5 an einem umfangsseitigen Ende von nicht nä-her dargestellten Beaufschlagungseinrichtungen, die mit der Schale 2 verbunden oder aus dieser geformt sind, und am anderen Ende durch den axial erweiterten Ansatz des Pum-penrads 7 beaufschlagt, wobei sich die Energiespeicher 5 unter Fliehkrafteinwirkung an der Verschleißschutzhülle 9 radial abstützen und damit ein Torsionsschwingungsdämp-fer 30 mit den typischen an sich bekannten Eigenschaften gebildet wird. Der Torsionsschwingungsdämpfer 30 ist da-bei für beide Kraftflüsse, bei geschlossener und bei geöffn-eter Wandlerüberbrückungskupplung 32 wirksam.

Die Anordnung eines Torsionsschwingungsdämpfers 30 in der erfindungsgemäßen Weise bietet dabei den Vorteil ei-nes Zweimassenschwungeffekts mit einer primären Schwungmasse, die durch das Gehäuse 2' gebildet wird, und einer sekundären Schwungmasse, die durch im Falle der ge-öffneten Wandlerüberbrückungskupplung 32 durch das Pumpenrad 7 gebildet wird. Der Effekt des Zweimassen-schwungeffekts wird bei geschlossener Wandlerüberbrük-kungskupplung 32 noch vergrößert, indem die Masse bezie-hungsweise das Massenträgheitsmoment des Turbinenrads 10 zugeschaltet wird.

Ein zusätzlicher Vorteil kann nach dem erfinderischen Gedanken eine Trägheitsmasse 50 sein, die an der Innenseite der Schaufeln 7b des Pumpenrads vorgesehen ist und in die-ser Weise für jede Ausführungsform einer Drehmoment-übertragungseinrichtung wie Drehmomentwandler oder

Flüssigkeitskupplung vorteilhaft sein kann. Die Trägheits-masse 51 kann direkt an die Schaufeln 7b angebracht sein. Weiterhin kann die Trägheitsmasse 51 aus Segmenten beste-hen, die über den Umfang verteilt an eine Mehrzahl, vor-zugsweise alle Schaufeln 7b angebracht werden, im das Trägheitsmoment des Pumpenrads 7 zu erhöhen und damit den Schwingungseinfluß, beispielsweise von Torsions-schwingungen positiv zu beeinflussen. Besonders vorteil-haft kann eine – hier gezeigte – Anordnung der Trägheits-masse 51 in Tilgerform sein, bei der die Trägheitsmasse 51 entgegen der Wirkung von in Umgangsrichtung wirksamen Energiespeichern 50 relativ gegen die Befestigungsvorrich-tung 51 zur Befestigung der Trägheits- oder Tilgermasse 51 an dem Pumpenrad und damit gegen das Pumpenrad 7 ver-drehbar ist. Die Energiespeicher 50 werden dabei entgegen ihrer Wirkungsrichtung auf der einen Seite von Beaufschla-gungseinrichtungen 51a der Tilgermasse 51 und von Beaufsch-lagungseinrichtungen 51b des Pumpenrads beaufschlagt. Es versteht sich, daß eine derartige Ausgestaltung von Träg-heitsmassen oder Tilgern für alle Wandler und Flüssigkeits-kupplungen vorteilhaft sein kann.

Die Wandlerüberbrückungskupplung 32 wird von den über die Druckmediumszuführungen 41, 42 eingestellten Mediumsdrücken angesteuert, indem der Kolben 6 in Ab-hängigkeit von diesen axial verlagert und gegebenenfalls mit dem Ringflansch 8 zur Bildung eines Reibeingriffs ver-spannt wird. Hierzu sind in der Einrichtung 1 zwei Kam-ern 33, 34 vorgesehen, die von über die Druckmediumszu-führungen 41, 42 zugeführtem Druckmedium mit Druck be-aufschlagt werden. Dabei wird in Abhängigkeit vom ge-wünschten Kupplungszustand jeweils eine der Zuführungen 41, 42 mit Druck beaufschlagt und die andere dient als Ab-lauf für das Druckmedium, das vorzugsweise ATF ist. Bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung 32 wird das Druckmedium 41 in die Kammer 33 und von dort in die Kammer 34 zum Ablauf 42 geleitet. Zum Schließen der Wandlerüberbrückungskupplung 32 wird der Druckmedi-umsfluß umgekehrt und über die Zuleitung 42 in die Kam-mer 34 eingeleitet. Durch den sich gegenüber der Kammer 33 ausbildenden Überdruck wird der Kolben 6 axial verlag-ert und gegen den Ringflansch 8 zur Ausbildung des Rei-beingriffs gedrückt. Durch in den Reibbelägen 31 vorgese-hene Kühlnuten und gegebenenfalls durch die Kammern 33, 34 verbindende Öffnungen des Torsionsschwingungsdämp-fers dringendes Druckmedium wird über die Leitung 41 ab-geleitet. Die Anschlagringe 16, 20 sind durch Nuten und/oder Poren für Druckmedium durchlässig.

Fig. 2 zeigt ein Ausführungsbeispiel einer Einrichtung 100, das in Ausführung und Funktionsweise dem Ausführungsbeispiel einer Einrichtung 1' der Fig. 1 mit nachfol-gend beschriebenen Unterschieden entspricht.

Der Torsionsschwingungsdämpfer 130 ist radial inner-halb der größten axialen Ausdehnung des Turbinenrads 110 angeordnet und weist eine Mehrzahl, vorzugsweise vier bis zehn über den Umfang verteilte kurze Energiespeicher wie Schraubendruckfedern 105 auf. Das Eingangsteil des Dämpfers 130 ist durch ein radial innen mittels einer Ver-zahnung 135a mit einer mit der Gehäuseschale 102 verbun-denen Nabe 101 dreh-schlüssig verbundenen Flanschteil 135, das Ausgangsteil 136 aus einem Flanschteil 136, das an seinem Außenumfang zu einem axialen Ansatz umgeformt und mit dem axialen Ansatz 107a des Pumpenrads 107 dreh-fest verbunden wie verschweißt ist.

Der Kolben 108 ist axial verschiebbar mittels einer Stirn-verzahnung 108a in ein Flanschteil 111a dreh-schlüssig ein-gehängt, das fest mit dem Nabenflansch 111 verbunden ist, so daß der Kolben 108 bei geschlossener Wandlerüberbrük-kungskupplung das von dem Gehäuse eingetragene Dreh-

moment mittels des Flanschteils **111a** an den Nabenflansch **111** leitet. Der Reibbelag **131** ist in diesem Ausführungsbeispiel gehäuse- beziehungsweise dämpferseitig und an einem radial verlaufenden Bereich des Ausgangsteils **136**. Zur Beabstandung von Eingangsteil **135** und Ausgangsteil **136** ist ein axial wirksamer Energiespeicher **138** vorgesehen, der gleichzeitig ein Reibmoment bei Relativverdrehung der beiden Teile gegeneinander erzeugen kann.

**Fig. 3** zeigt ein gegenüber der Einrichtung **1'** der **Fig. 1** ähnliches Ausführungsbeispiel einer Einrichtung **200**, bei der Bereich des Torsionsschwingungsdämpfers **230** und der Wandlerüberbrückungskupplung **232** verändert ist.

Das Eingangsteil **205** des Dämpfers **230** ist mit der Schale **202** des Gehäuses **202'** fest verbunden, beispielsweise verschweißt und nach radial außen die Energiespeicher **205a** radial umgreifend zur Bildung eines einseitig offenen Ringraums zur Aufnahme der Energiespeicher **205a** geführt. In eine offene Seite des Ausgangsteils **205**, das die Energiespeicher, die in dem gezeigten Ausführungsbeispiel Bogenfedern **205a** sind, an einem Umfangsende beaufschlagt, greift ein im Querschnitt L-förmiges Flanschteil **206** mit einem Schenkel als Ausgangsteil des Dämpfers **230** ein und beaufschlagt die Energiespeicher **205a** am anderen Umfangsende. Der andere Schenkel des Flanschteils **206** ist nach radial innen gerichtet und weist die Reibbeläge **231** für den Reibeingriff mit dem axial verlagerbaren Kolben **208** der Wandlerüberbrückungskupplung **232** auf. Das Flanschteil **206** ist mit dem axial erweiterten Ansatz **207a** des Pumpenrads **207** fest verbunden, beispielsweise verschweißt.

Der Kolben **208** ist mit dem Nabenflansch **211** mittels eines Flanschteils **209**, das mittels über den Umfang verteilter Nieten **209a** fest an dem Kolben **208** befestigt ist, dreh-schlüssig verbunden, wobei die Einheit aus Kolben **208** und Flanschteil **209** gegenüber dem Nabenflansch **211** mittels der Verzahnung **211a** axial verlagerbar ist. Der Kolben **208** kann dabei axial zwischen den Anschlägen **220**, **219** bewegt werden.

**Fig. 4** zeigt ein mit der Einheit **1'** ähnliches Ausführungsbeispiel einer Einrichtung **300** insbesondere mit Änderungen im Bereich der Wandlerüberbrückungskupplung **332** und der Möglichkeit das Pumpenrad **307** vollständig von dem Gehäuse **302'** abzukoppeln, während das Pumpenrad **7** der **Fig. 1** lediglich im Arbeitsbereich des Dämpfers **30** relativ gegenüber dem Gehäuse **2'** verdrehbar ist. Die Abkoppelung des Gehäuses **302'** von dem Pumpenrad **307** erfolgt über eine Axialverlagerung des Pumpenrads **307**, indem beide Zuleitungen **341**, **342** druckfrei geschaltet werden oder indem beide Zuleitungen **341**, **342** mit Druck beaufschlagt werden. Dadurch sind die Reibeingriffe auf die Reibbeläge **331a**, **331b**, **335** aufgehoben. Dadurch wird ein zwischen dem Gehäuseteil **303** und dem Pumpenrad **307** bestehender Reibschluß mittels am Gehäuse oder am Pumpenrad vorgesehener Reibbeläge **335** aufgehoben. Ebenfalls dadurch wird ein gegebenenfalls an der Wandlerüberbrückungskupplung **332** bestehender Reibschluß ebenfalls gelöst und das Gehäuse **302'** kann frei gegen das Pumpenrad verdreht werden, wodurch beispielsweise im Leerlauf eine ökonomisch vorteilhafte Betriebsweise ohne die Schleppmomente des Pumpenrads **307** möglich ist.

Der Dämpfer **330** entspricht dem Dämpfer **32** der **Fig. 1** im wesentlichen mit dem Unterschied, daß die Gehäuseschale **302** zur Optimierung einer radial äußeren Positionierung der Energiespeicher **305** radial ausgeformt ist und das Ausgangsteil **306** des Dämpfers **330** radial nach innen gezogen und an dessen Innenumfang nach radial außen zur Bildung eines beidseitig mit Reibbelägen **331a**, **331b** versehenen konusförmigen Flanschteils umgeformt ist, die auf der einen Seite einen Reibeingriff mit dem axial verlagerbaren

Kolben **308** und auf der anderen Seite mit einem Ringflansch **307b**, der mit dem axialen Ansatz **307a** des Pumpenrads **307** fest verbunden, beispielsweise verschweißt ist.

Im Überbrückungsbetrieb wird die Zuleitung **342** und damit der Druckraum **334** sowie der Druckraum **326** über die Bohrung **325** mit Druck beaufschlagt und die Leitung **342** dient als Ablauf. Der Mediumsdruck drückt den Kolben **308** an das Ausgangsteil **306**, wobei die Reibbeläge **331a**, **331b** mit zwischen dem Kolben **308** und dem Ringflansch **307b** verspannt werden und das Pumpenrad **307** axial in Richtung Gehäuswand **302** ausgelenkt, wodurch der Reibschluß des Reibbelags **335** zwischen dem Gehäuse **302'** und dem Pumpenrad **307** aufgehoben wird und der Dämpfer **330** wirksam ist.

Im Wandlerbetrieb wird die Zuleitung **341** mit Medium beaufschlagt und die Leitung **341** dient als Abfluß. Der Kolben **308** wird axial in Richtung Turbinenrad **310** verlagert und hebt den Reibschluß der Reibbeläge **331a**, **331b** auf. Gleichzeitig wird das Pumpenrad axial in Richtung Gehäuseschale **303** verlagert und bildet mit dieser einen Reibschluß. Die Dämpfung von Torsionsschwingungen erfolgt in diesem Fall ausschließlich über das Wandlermedium, da der Dämpfer **330** kurzgeschlossen ist. In weiteren Ausführungsbeispielen kann es vorteilhaft sein, zur Verbesserung der Dämpfungseigenschaften in den gezeigten Ausführungsbeispielen der vorliegenden Anmeldung zusätzlich einen sogenannten Turbinendämpfer, der zwischen der Getriebeingangswelle und dem Turbinenrad beziehungsweise der Wandlerüberbrückungskupplung wirksam ist, vorzusehen.

**Fig. 5** zeigt eine der in **Fig. 4** gezeigten Einrichtung **300** ähnliche Einrichtung **400** mit einer veränderten Ausgestaltung der Wandlerüberbrückungskupplung **432** und einer Lagerung des Gehäuses **402'** und des Pumpenrads **407**.

Im Unterschied zu dem Ausgangsteil **306** der **Fig. 4** ist das Ausgangsteil **406** des Dämpfers **430** axial vom Dämpfer **430** wegweisend ausgestaltet und anschließend unter Ausbildung eines Flanschteils zur Ausbildung einer konusförmigen Wandlerüberbrückungskupplung **432** umgeformt, das heißt, das Ausgangsteil **406** bildet im Gegensatz zu dem Ausgangsteil **306** der **Fig. 4** die Anpreßplatte **406** mit den Reibbelägen **431a**, **431b** zur Bildung des Reibeingriffs mit dem Ringflansch **407b** und dem Kolben **408** von radial außen nach innen. Der Kolben **408** ist axial elastisch ausgebildet und dreh-schlüssig mit dem Nabenflansch **411** verbunden.

Das Gehäuse **402'** mit der Gehäuseschale **403** ist mittels des Wandlerhalses **404** verdrehbar auf dem Getriebestumpf **415** gelagert. Die Gehäuseschale **403** weist zur Zentrierung auf diesem einen axialen Ansatz **403a** auf und ist mit dem Wandlerhals **404** fest verbunden, beispielsweise verschweißt. Auf der Außenseite des Ansatzes **403a** ist unter Zwischenlegung eines Gleitrings **420** das Pumpenrad **407** axial verschiebbar gelagert, das hierzu am Innenumfang ebenfalls einen axialen Ansatz **407c** aufweist. Das Leitrad **414** ist gegen den Wandlerhals **404** mittels des Lagers **421** axial und verdrehbar beabstandet.

**Fig. 6** zeigt ein Ausführungsbeispiel einer Drehmomentübertragungseinrichtung **500**, die bezüglich der Funktion den Einrichtungen **300**, **400** der **Fig. 4**, **5** ähnlich ist und eine andere Ausgestaltung der Druckführung und der Wandlerüberbrückungskupplung **532** und der Kupplung **555** zur schaltbaren Ankopplung des Pumpenrads **507** an das Gehäuse **502'** aufweist.

Die Ausgestaltung des Torsionsschwingungsdämpfers **530** erfolgt in analoger Weise zu dem Dämpfer **130** der **Fig. 2**. Die Ausgestaltung der Wandlerüberbrückungskupplung **532** ist mit der **Fig. 2** identisch mit dem Unterschied, daß

durch Einführung der Kupplung 555 folgende Änderungen vorteilhaft sind.

Der Dämpfer 530 ist von dem mit dem Pumpenrad 507 fest verbundenen, das Turbinenrad 510 radial umgreifenden Flanschteil 507a trennbar, wobei das Ausgangsteil 530a des Dämpfers 530 radial über die Niete 505 mit einem Flanschteil 536 erweitert ist, das die Reibbeläge 531a, 531b für den Reibschluß mit dem Kolben 506 und das Flanschteil 507a aufweist. Axial zwischen dem Gehäuseteil 502 und dem Dämpfer 530 ist der axiale verlagerbare Kolben 545 angeordnet, der radial innen mittels der Dichtung 525 und radial außen mittels der Dichtung 528 eine Kammer 533 von der Wandlerkammer 534 abtrennt und bei entsprechender Axialverlagerung einen Reibschluß zwischen dem Gehäuse 502' und dem Pumpenrad 507 mittels des Reibbelags 585 bilden kann und damit das Gehäuse 502' und das Pumpenrad 507 trennen und verbinden kann. Hierzu ist der Kolben 545 mittels der in Umfangsrichtung zur Übertragung von Drehmoment vorgesehenen, über den Umfang verteilten Blattfedern 553 dreh-schlüssig mit dem Eingangsteil 535 des Dämpfers 530 verbunden, das wiederum dreh-schlüssig mit dem Gehäuse 502' über die Nabe 501 verbunden ist.

Es ergeben sich daraus drei Betriebsmodi, die mittels der Druckleitungen 541, 542, 543 angesteuert werden. Der Leerlaufmodus trennt das Gehäuse 502' vom Pumpenrad 507. Hierzu sind alle Zuleitungen 541, 542, 543 drucklos oder mit gleichem Druck beaufschlagt, wodurch kein Reibbelag 531a, 531b, 585 ein Reibmoment übertragen kann und die Kupplung 555 ausgerückt ist.

Im Wandlermodus wird durch die Hohlbohrung als Leitung 543 der Getriebeeingangswelle 514 und die Zuleitung 501a die Kammer 533 mit einem gegenüber der Kammer 534 höheren Druck beaufschlagt, so daß der Kolben 545 gegen das Flanschteil 507a gedrückt und die Kupplung 555 geschlossen wird. Die Kammer 534 wird über die Leitung 541 oder 542 mit Wandlermedium gefüllt, die verbleibende Leitung dient als Ablauf. Der Druck in Kammer 534 wird so niedrig gewählt, daß der Kolben 506 noch keinen Reibschluß mit den Reibbelägen 531a, 531b bildet.

Im Überbrückungsmodus wird der Druck in der Kammer 543 erhöht, so daß der Kolben 506 das Flanschteil 507a mit dem Dämpfer 530 verspannt, wodurch das Pumpenrad 507 überbrückt und das Drehmoment direkt in den Nabenflansch 511 und damit in die Getriebeeingangswelle 514 eingeleitet wird. Zwischen den Kammern 534, 533 liegt nach wie vor ein Differenzdruck an, der die Kupplung 555 geschlossen hält.

Fig. 7 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Drehmomentwandlers 600 im Teilschnitt, der den Ausführungsbeispielen der Fig. 1 bis 6 ähnlich ist. Zur Bildung einer axial flexiblen und dreh-schlüssigen Verbindung zwischen der – nicht dargestellten – Kurbelwelle der Antriebseinheit weist der Drehmomentwandler 600 ein Antriebsblech 601a auf, das mittels Verschraubungsbolzen 601b mit dem Gehäuse 602' verbunden ist. Das aus den Gehäuseteilen 602 und 603 gebildete Gehäuse 602' nimmt in sich das gegen das Gehäuse 602' verdrehbare Pumpenrad 607, das auf der Eingangswelle 614 über die Nabe 611 drehfest aufgenommene Turbinenrad 610, das Leitrail 612, den Torsionsschwingungsdämpfer 630 sowie die Wandlerüberbrückungskupplung 632 auf.

Das Getriebegehäuse 602' ist in Richtung Getriebe-seite am Innenumfang mit einem rohrflanschartigen Gehäusestumpf 604 versehen, an dem das Gehäuse 602' am Getriebegehäuse 600a mittels eines Wälzlagers oder Gleitlagers 600b verdrehbar aufgenommen ist und nach außen zur Kupplungsglocke hin mittels der Dichtung 600c zwischen dem Gehäusestumpf 604 und dem Getriebegehäuse 600a

abgedichtet ist. Der im Kraftfluss zwischen dem Pumpenrad 607 und dem Gehäuse 602' wirksame Torsionsschwingungsdämpfer 630 weist ein mit dem Pumpenrad 607 fest verbundenen, radial außerhalb des Turbinenrads 610 mit diesem verbundenes, beispielsweise verschweißtes Ausgangsteil 636 auf, an dessen Außenumfang zur Bildung der Verbindung mit dem Pumpenrad 607 ein axial angeformter Ansatz 636a vorgesehen ist. Das Pumpenrad 607 ist zur Bildung dieser Verbindung ebenfalls axial über das Turbinenrad 610 hinaus mittels des Ansatzes 607a erweitert. Die beiden Ansätze 636a, 607a können miteinander stumpf oder überlappend verschweißt sein oder mittels eines an sich bekannten Formschlusses miteinander drehfest und axial fest verbunden sein.

Das Eingangsteil 635 des Torsionsschwingungsdämpfers 630 ist durch die beiden, das Ausgangsteil 636 axial umgebenden Scheibenteile 635a, 635b gebildet, die miteinander in entsprechend ausgesparten – nicht dargestellten – Fenstern des Ausgangsteils 636 miteinander verbunden, beispielsweise vernietet sind. Die Vernietung kann radial außerhalb oder radial innerhalb der Energiespeicher 605 erfolgen. Das dem Gehäuseteil 602 zugewandte Scheibenteil 635a des Eingangsteils 635 ist mittels einer Verbindung wie Blattfedern 635c, die mit dem Scheibenteil 635a verbunden, wie vernietet sein können, mit diesem drehfest verbunden, wobei die anderen, vom Scheibenteil 635a wegweisenden Enden der Blattfedern 635c mit dem Gehäuseteil 602 fest verbunden, beispielsweise vernietet sind und die Vernietung mittels aus dem Gehäuseteil 602 ausgeprägter Nietwarzen, die in entsprechende Öffnungen der Blattfedern 635c eingreifen, gebildet sein kann. Vorteilhafterweise können die Blattfedern 635c radial zwischen der Wandlerüberbrückungskupplung 632 und den Energiespeichern 605 angeordnet sein oder in speziellen Ausgestaltungsbereichen radial innerhalb der Energiespeicher 605 angeordnet sein. Im dargestellten Ausführungsbeispiel sind Eingangsteil 635 und Ausgangsteil 636 des Torsionsschwingungsdämpfers 630 mit einer Reibeinrichtung 638 versehen, wobei zur Aufnahme und Abstützung der Reibscheibe 638a nach radial außen die gleichzeitig als Gleitlagerung der Teile 635, 636 dienen kann, ein Scheibenteil – hier das Scheibenteil 635a – an seinem Außenumfang axial umgeformt ist. Die beiden Scheibenteile 635a, 635b sind mittels des axial wirksamen Energiespeichers 638b beabstandet. Die Energiespeicher 605 sind gleichmäßig über den Umfang verteilt und können aus radial ineinander geschachtelten Schraubenfedern 605a, 605b gebildet sein, die so in fensterförmigen Ausnehmungen 635a', 635b', 636' der Teile 635, 636 aufgenommen sind, daß bei einer Relativverdrehung des Eingangsteils 635 gegenüber dem Ausgangsteil 636 die Energiespeicher 605 in Umfangsrichtung mit dem vorgesehenen Verdrehspiel beaufschlagt werden und in Verbindung mit der Reibeinrichtung 638 eine Dämpfungseinrichtung zur Dämpfung von Torsionsschwingungen bilden. Der maximale Verdrehwinkel von Ausgangsteil 636 und Eingangsteil 635 kann durch – nicht dargestellte – Anschläge oder durch eine Blockbildung der Energiespeicher 605 erfolgen. Die Ausdehnung der Ausnehmungen 635a', 635b', 636' in Umfangsrichtung kann dabei den maximalen Verdrehwinkel vorgeben. Zur optimalen Ausnutzung des axialen Bauraums ist die Gehäusewand 602 auf der Höhe der Energiespeicher 605 axial in Richtung Motorseite, das heißt in Richtung des Antriebsblechs 601a ausgeformt.

Axial zwischen dem Ausgangsteil 635 und dem Turbinenrad 610 ist ein auf der Nabe 611 abgedichteter, verdrehbar und axialverlagerbar gegenüber dieser angeordneter Kolben 606 vorgesehen, der radial außen und innen axial umgeformt ist und an seinem äußeren Ende ein Axialprofil

**606a**, beispielsweise eine Verzahnung, aufweist, die einen Formschluß bildend in ein mit dem Turbinenrad **610** fest verbundenen, beispielsweise verschweißten Ringflansch **610a** mit einem zum Axialprofil **606a** komplementären Außenprofil **610b** eingreift. Radial innerhalb des Axialprofils **606a** ist über den Kolben **606** ein Reibeingriff mit einem Reibbelag **631**, der an dem Ausgangsteil **636** des Torsionsschwingungsdämpfers **630** angebracht ist, zur Bildung der Wandlerüberbrückungskupplung **632**, die das Pumpenrad **607** reibschlüssig mit dem Turbinenrad **610** verbindet, vorgesehen. Es versteht sich, daß der Reibbelag **631** zu diesem Zwecke auch am Kolben **606** vorgesehen sein kann.

Die Betätigung des Wandlerüberbrückungskupplung **632** erfolgt über die Axialverlagerung des Kolbens **606** mittels eines an die Verbindungen **641**, **642** angelegten Druckmediumsdrucks. Soll die Wandlerüberbrückungskupplung geschlossen, d. h. eingerückt werden, wird in die Kammer **634** über die Zuleitung **642** Druckmedium mit erhöhtem Druck gepumpt, wodurch der Kolben **606** vom Turbinenrad **610** weg in Richtung Reibbelag **631** verlagert wird und dadurch einen Reibeingriff mit dem Ausgangsteil **636** und damit mit dem Gehäuse **602** gebildet. Die Wandlerüberbrückungskupplung **632** wird ausgerückt, indem ein höherer Druck an die Zuleitung **641** angelegt wird und über die Öffnung **614a** dadurch Druckmedium in die Kammer **633** gepumpt wird und infolgedessen der Kolben **606** axial auf das Turbinenrad **610** zubewegt wird und dadurch der Reibeingriff mit dem Reibbelag **631** gelöst wird. Das Druckmedium wird jeweils über die nicht druckbeaufschlagte Leitung **641**, **642** aus dem Drehmomentwandler **600** abgeführt.

**Fig. 8** zeigt im Unterschied zu **Fig. 7** einen Teilschnitt eines Drehmomentwandlers **700** mit drei Druckmediumsleitungen **741**, **742**, **743** und einer von zwei Kolben **706**, **706a** gebildeten Überbrückungskupplung **732**. Die beiden Kolben **706** und **706a** sind jeweils auf axial ausgebildeten Ansätzen der Nabe **711** auf unterschiedlichen Radien – vorteilhafterweise axial überlappend – axial verlagerbar aufgenommen und gegen diese abgedichtet und bilden mittels den Reibbelägen **731**, **731a** einen Reibeingriff mit dem radial außen um den Kolben **706** axial geführten Flanschteil **707a**, das mit dem Pumpenrad **707** fest verbunden, beispielsweise verschweißt ist, wobei die Reibbeläge **731**, **731a** am Flanschteil **707a** oder am Kolben **706** bzw. **706a** befestigt sein können. Die Dämpfungseinrichtung **730** ist im wesentlichen wie die Dämpfungseinrichtung **630** der **Fig. 7** ausgestaltet, wobei das Ausgangsteil **736** hierzu unterschiedlich mittels eines Außenprofils **736a** wie Außenverzahnung einen Formschluß mit einem mit dem Kolben **706a** vernieteten, axial ausgerichteten Flanschteil **706a'** bildet und damit unter Zwischenschaltung der Torsionsschwingungsdämpfungseinrichtung **730** die Kraft von dem Gehäuseteil **702** in den Kolben **706a** und im Falle eines Reibschlusses zwischen dem Flanschteil **707a** und dem Kolben **706a** in das Pumpenrad **707** einleitet.

Der Kolben **706** bildet einen Formschluß über das Außenprofil **706a** mit dem Turbinenrad **710** verbundenen Flanschteil **710a**, so daß bei Bildung eines Reibeingriffs zwischen dem Flanschteil **707a** und dem Kolben **706** der Wandler **700** überbrückt, d. h. das eingeleitete Drehmoment direkt vom Gehäuse **702** in das Turbinenrad **710** und von dort über die Nabe **711** in die Getriebeeingangswelle **714** geleitet wird. Hierbei ist Voraussetzung, daß bereits ein Reibschluß zwischen dem Kolben **706a** und dem Flanschteil **707a** gebildet ist.

Das in **Fig. 8** gezeigte Ausführungsbeispiel **700** eines Drehmomentwandlers bietet die Möglichkeit, den Drehmomentwandler **700**, beispielsweise im Leerlauf, vom Gehäuse **702** abzukoppeln. Bei Druckbeaufschlagung der Kammer **733** über die Zuleitung **741** und die Öffnung **714a**

in der Getriebeeingangswelle **714** wird der Kolben **706** axial in Richtung Turbinenrad **710** verlagert und bildet einen Reibeingriff mit dem Flanschteil **707a**, wodurch das Gehäuse **702** mit dem Pumpenrad **707** verbunden wird, wobei das Pumpenrad **707** das Turbinenrad **710** antreibt. In diesem Betrieb wird weiterhin ein Druckmediumsdruck, der kleiner ist als der an die Leitung **741** angelegte Druck, über die Leitung **742** und die Bohrung **711a** in die Kammer **733a** angelegt und damit ein Reibkontakt zwischen dem Kolben **706** und dem Flanschteil **707a** unterbunden. Zur Bildung eines Reibeingriffs zwischen dem Flanschteil **707a** und dem Kolben **706** zur Überbrückung des Wandlers **700** wird in die Zuleitung **743** Druckmedium gepumpt, so dass sich der Kolben **706** axial von dem Turbinenrad **706** weg verlagert und über den Reibbelag **731a** ein Reibschluß mit dem Flanschteil **707a** gebildet wird, so dass das Drehmoment über das Gehäuse **702** und den Reibbelag **731** in das Flanschteil **707a** und von dort über den Reibbelag **731a** in den Kolben **706** und von dort über den Formschluß **706a'** in das Turbinenrad **710** und die Nabe **711** und von dort in die Getriebeeingangswelle **714** geleitet wird. Durch die Freischaltung beider Reibeingriffe mittels der Kolben **706** und **706a** kann bei entsprechenden Betriebsmodus, beispielsweise Leerlauf im Schubbetrieb und ähnlichen Zuständen, eine besonders sparsame Betriebsweise des Drehmomentwandlers **700** erreicht werden.

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmalskombination zu beanspruchen.

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmalskombinationen der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

Da die Gegenstände der Unteransprüche im Hinblick auf den Stand der Technik am Prioritätstag eigene und unabhängige Erfindungen bilden können, behält die Anmelderin sich vor, sie zum Gegenstand unabhängiger Ansprüche oder Teilerklärungen zu machen. Sie können weiterhin auch selbständige Erfindungen enthalten, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

Die Ausführungsbeispiele sind nicht als Einschränkung der Erfindung zu verstehen. Vielmehr sind im Rahmen der vorliegenden Offenbarung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten für den Fachmann im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe entnehmbar sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

#### Patentansprüche

1. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere für ein Kraftfahrzeug, mit einer Flüssigkeitskupplung wie Föttinger-Kupplung oder einem Drehmom-

entwandler, zumindest bestehend aus wenigstens einem mit einer Antriebswelle einer Antriebseinheit drehfest verbindbaren Pumpenrad, wenigstens einem drehfest mit der Eingangswelle eines anzutreibenden Stranges verbindbares Turbinenrad sowie gegebenenfalls wenigstens einem zwischen Pumpen- und Turbinenrad angeordneten Leitrad, einem zumindest das Pumpen- und Turbinenrad aufnehmenden Gehäuse und wenigstens einem zwischen der Antriebswelle und der Eingangswelle wirksamen Torsionsschwingungsdämpfer, **dadurch gekennzeichnet**, daß zumindest ein Torsionsschwingungsdämpfer im Kraftfluß zwischen der Antriebswelle und dem Pumpenrad angeordnet ist.

2. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Pumpenrad relativ gegen das Gehäuse verdrehbar ist.

3. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach Anspruch 1 und/oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Torsionsschwingungsdämpfer im Kraftfluß zwischen dem Gehäuse und dem Pumpenrad angeordnet ist.

4. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Torsionsschwingungsdämpfer innerhalb des Gehäuses angeordnet ist.

5. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Torsionsschwingungsdämpfer axial zwischen dem Turbinenrad und einer der Antriebseinheit zugewandten Wand des Gehäuses angeordnet ist.

6. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Torsionsschwingungsdämpfer unmittelbar radial innerhalb eines Außenumfangs des Gehäuses angeordnet ist.

7. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Gehäuse und dem Pumpenrad eine schaltbare Überbrückungskupplung wirksam ist.

8. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Überbrückungskupplung zwischen einer Schale des Pumpenrads und dem Gehäuse wirksam ist.

9. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Überbrückungskupplung durch einen mit dem Gehäuse drehfest und axial verlagerbar verbundenen Kolben, der mit einem Bauteil des Pumpenrads in Reibeingriff bringbar ist, gebildet wird.

10. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eine schaltbare Wandlerüberbrückungskupplung zwischen dem Gehäuse und der Eingangswelle wirksam ist.

11. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung der zumindest eine Torsionsschwingungsdämpfer zwischen dem Gehäuse und der Eingangswelle wirksam ist.

12. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Ausgangsteil des Torsi-

onsschwingungsdämpfers direkt mit dem Gehäuse verbunden oder aus diesem gebildet ist.

13. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Ausgangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers aus einem Flanschteil gebildet ist, das eine Reibeingriffsfläche für den Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung bildet.

14. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Flanschteil zur Ausbildung einer konischen Reibeingriffsfläche am Innenumfang konisch nach radial außen umgeformt ist.

15. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Ausgangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers direkt aus einem axialen Ansatz des Pumpenrads, vorzugsweise an dessen Außenumfang, gebildet ist.

16. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß an dem Ansatz nach radial innen ein Ringflansch zur Ausbildung des Reibeingriffs mit dem Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung vorgesehen ist.

17. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringflansch konisch nach radial innen ausgerichtet ist.

18. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Ausbildung des Reibeingriffs auf dem Kolben oder an der Kontaktfläche des Kolbens am Gehäuse Reibbeläge vorgesehen sind.

19. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß durch das Gehäuse eine primäre Schwungmasse gebildet wird, die entgegen der Wirkung des Torsionsschwingungsdämpfers gegen eine zumindest durch das Pumpenrad gebildete sekundäre Schwungmasse relativ verdrehbar ist.

20. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die sekundäre Schwungmasse bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung zumindest durch die Masse des Turbinenrads ergänzt wird.

21. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der zumindest eine Torsionsschwingungsdämpfer zumindest in Umfangsrichtung wirksame, über den Umfang verteilte Energiespeicher aufweist.

22. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Energiespeicher kurze Schraubendruckfedern sind, die vorzugsweise radial innerhalb der größten axialen Ausdehnung des Turbinenrads angeordnet sind.

23. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Energiespeicher aus vorzugsweise auf annähernd den Montageumfang vorgedogene Schraubenfedern gebildet sind, die sich bezüglich ihrer Länge verglichen mit dem Montageumfangsradius über eine vergleichbaren oder größeren Kreisbogen erstrecken und radial außerhalb der größten axialen Ausdehnung des Turbinenrads, vorzugs-

weise unmittelbar innerhalb des Außenumfangs des Gehäuses untergebracht sind.

24. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, gekennzeichnet durch ein in den Anmeldeunterlagen offenbartes Merkmal.

5

---

Hierzu 8 Seite(n) Zeichnungen

---

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65



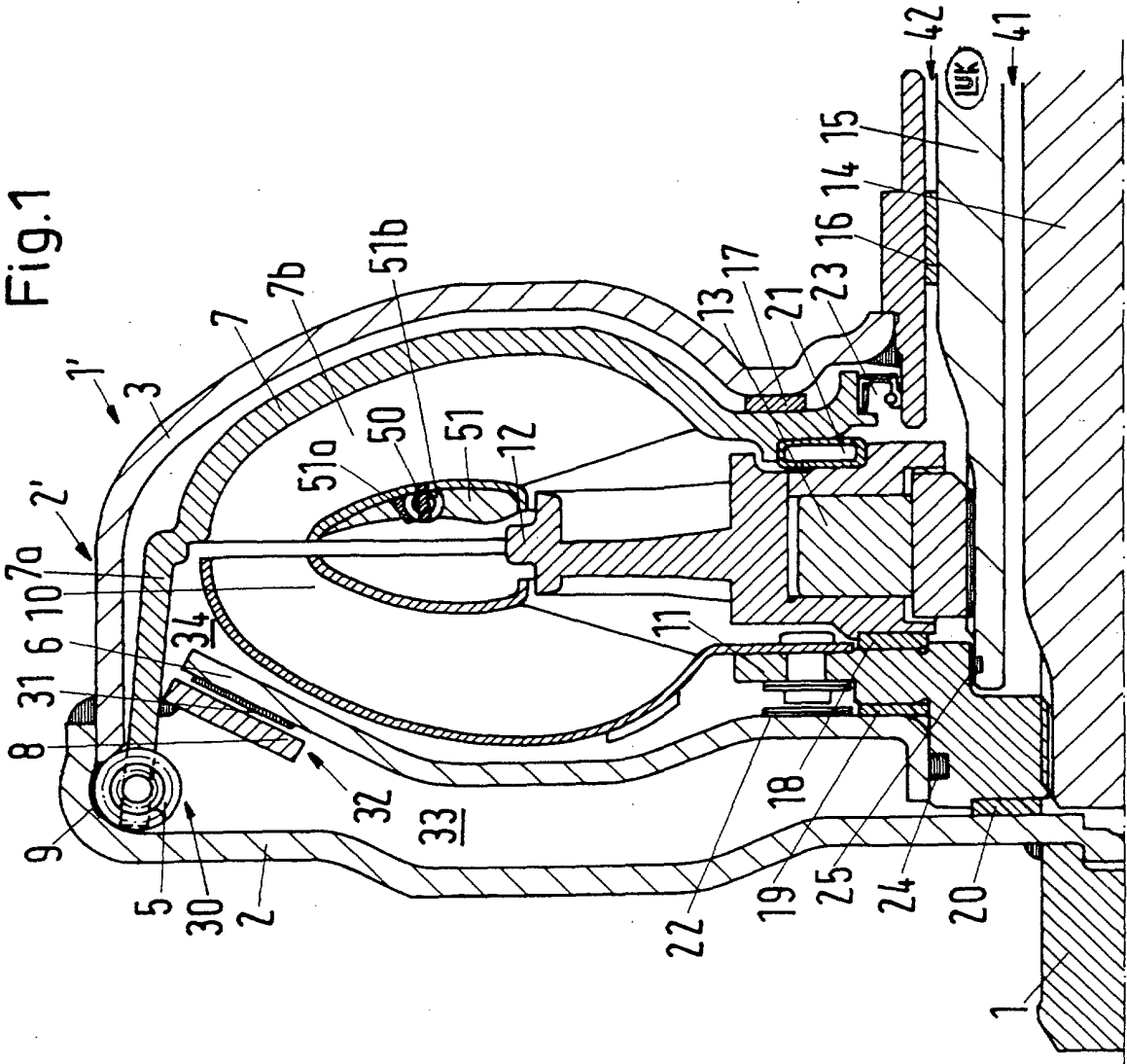


Fig.2

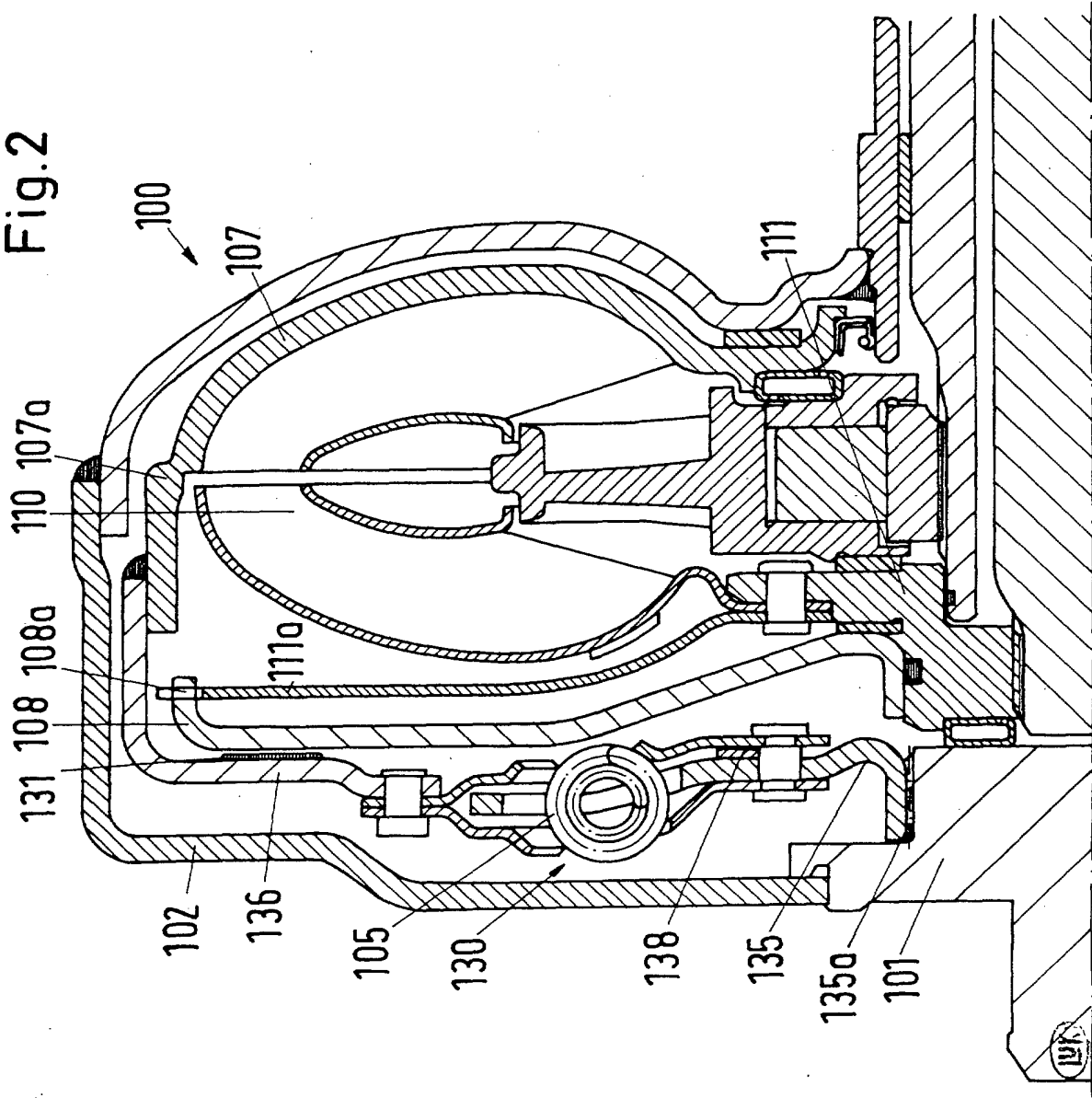
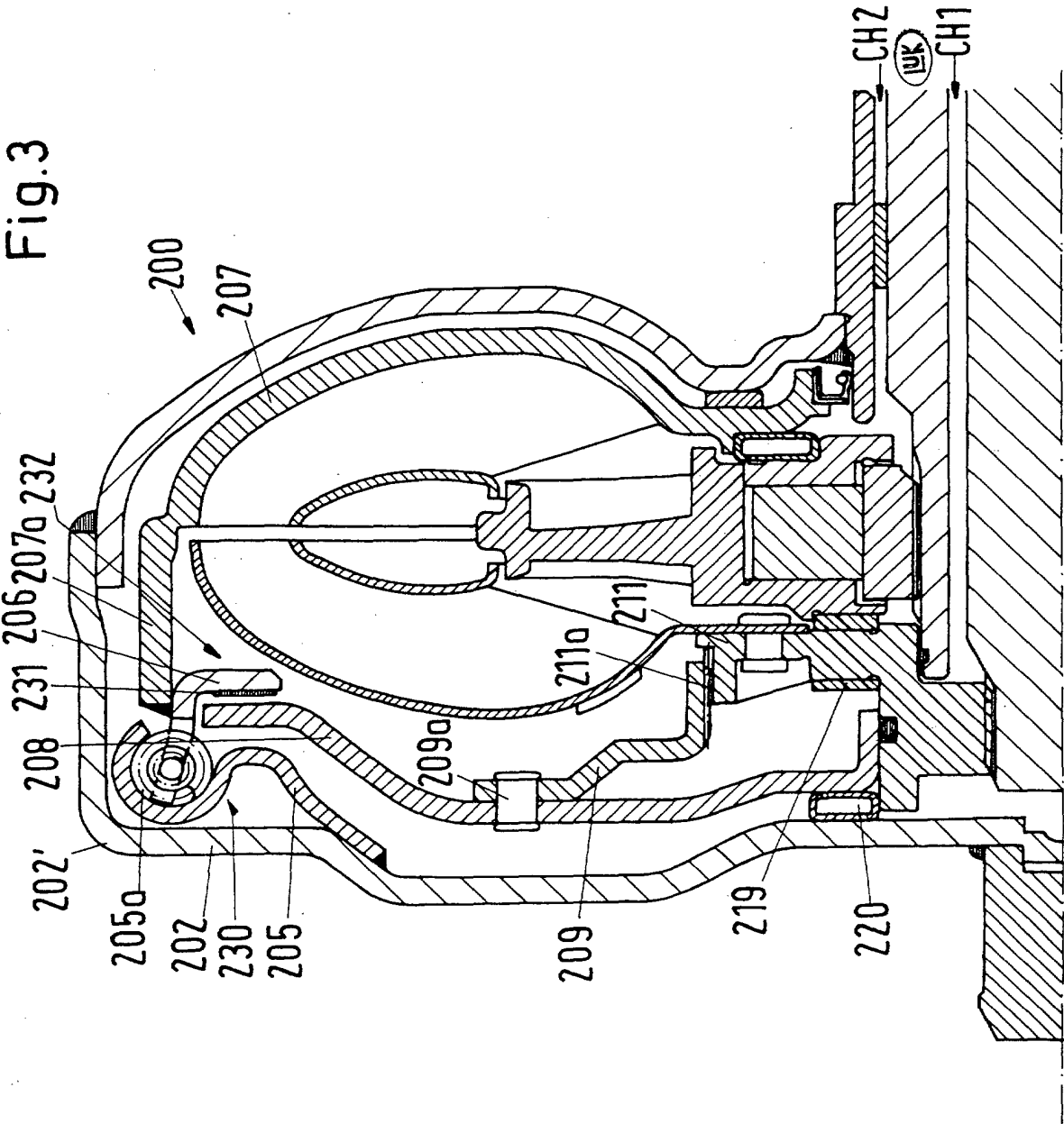
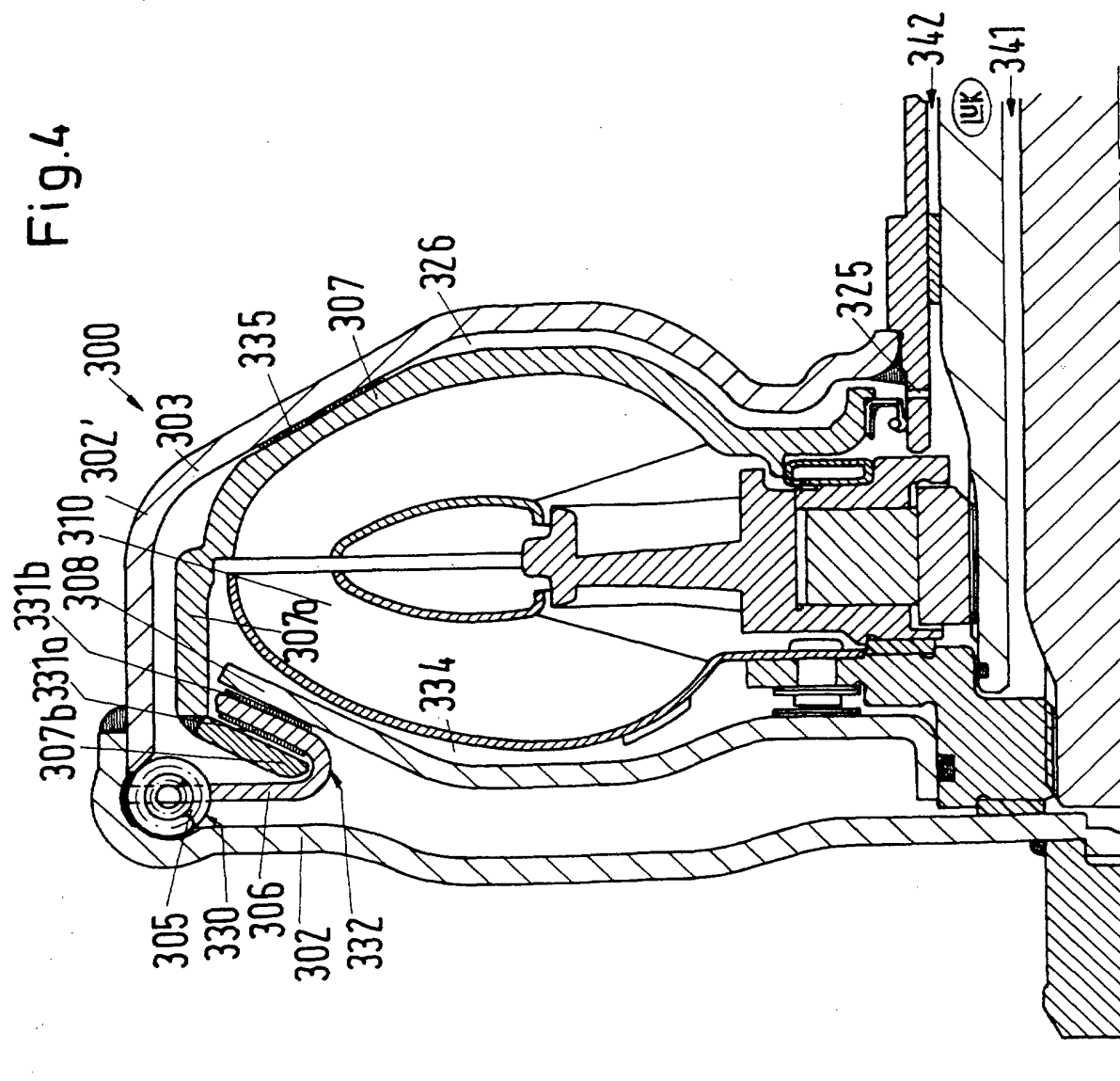


Fig.3





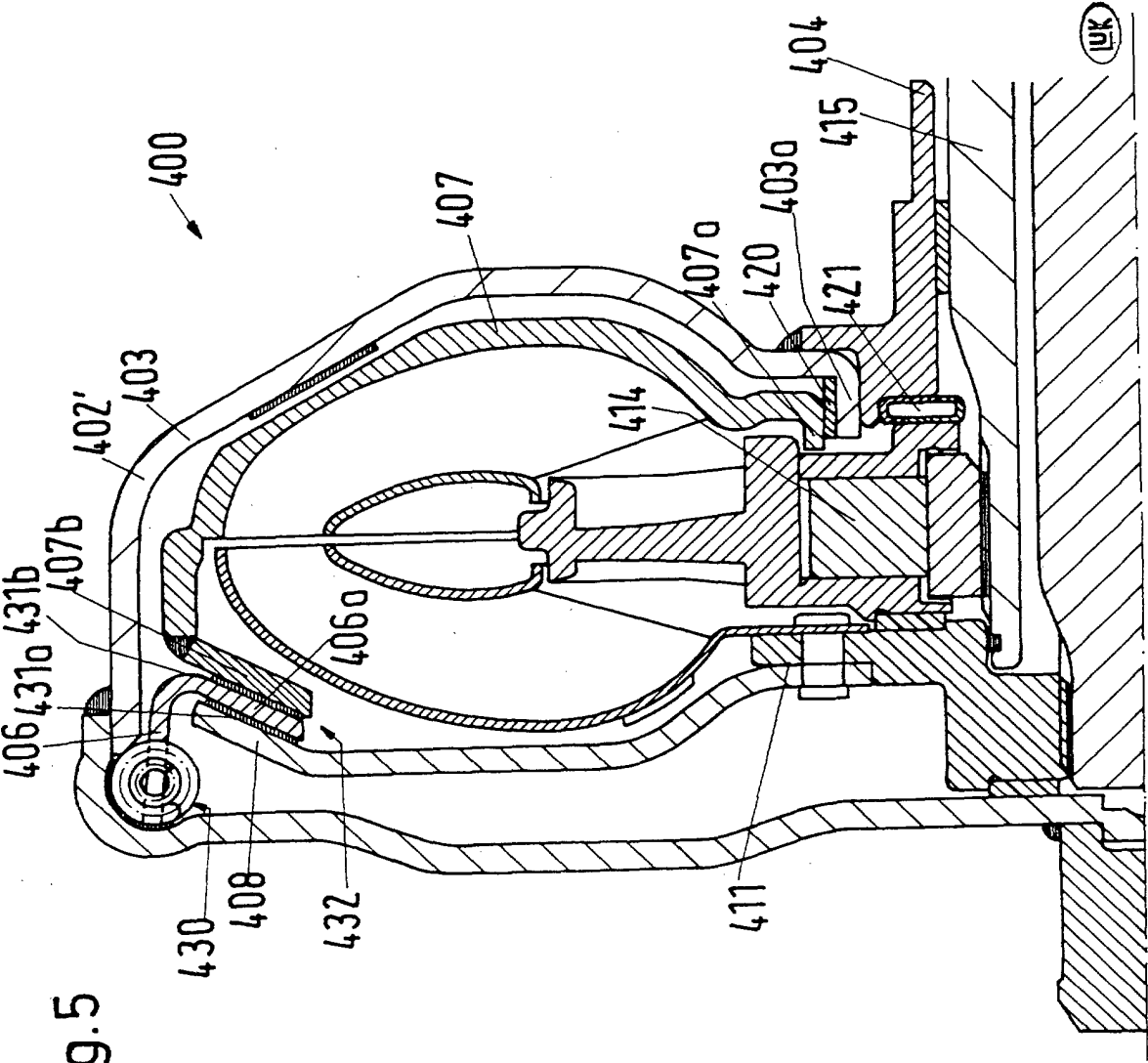


Fig. 5

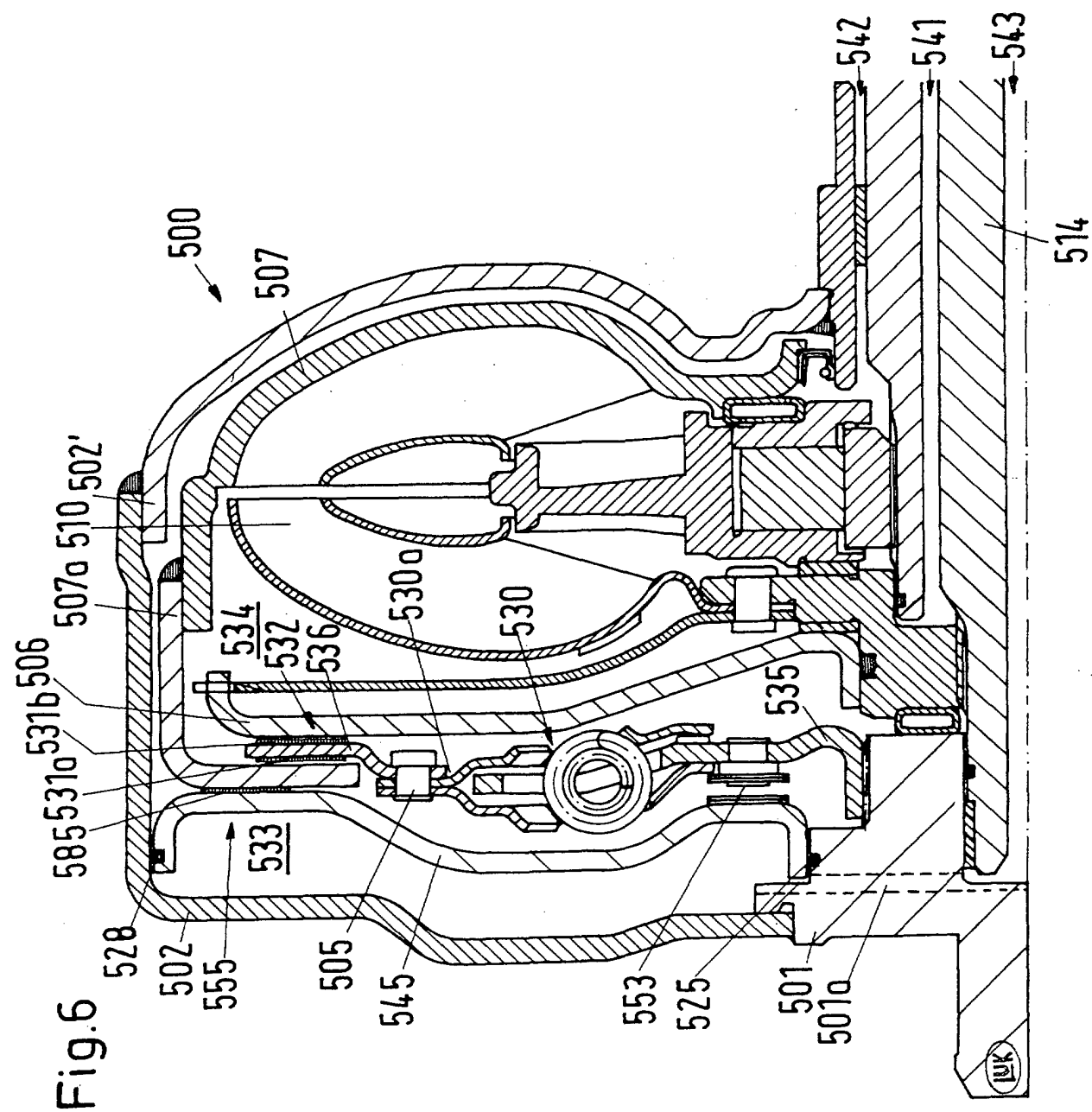


Fig.7

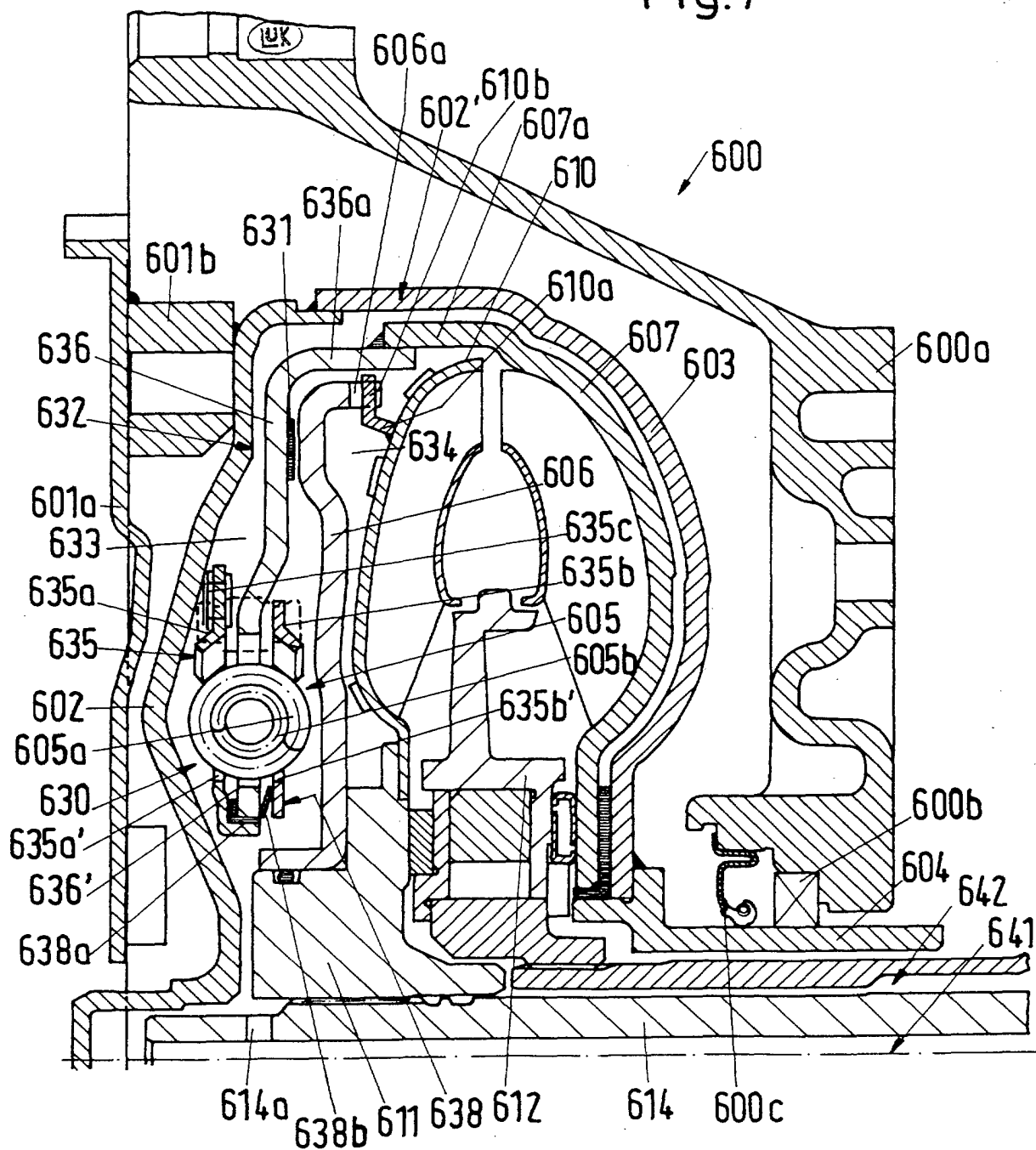
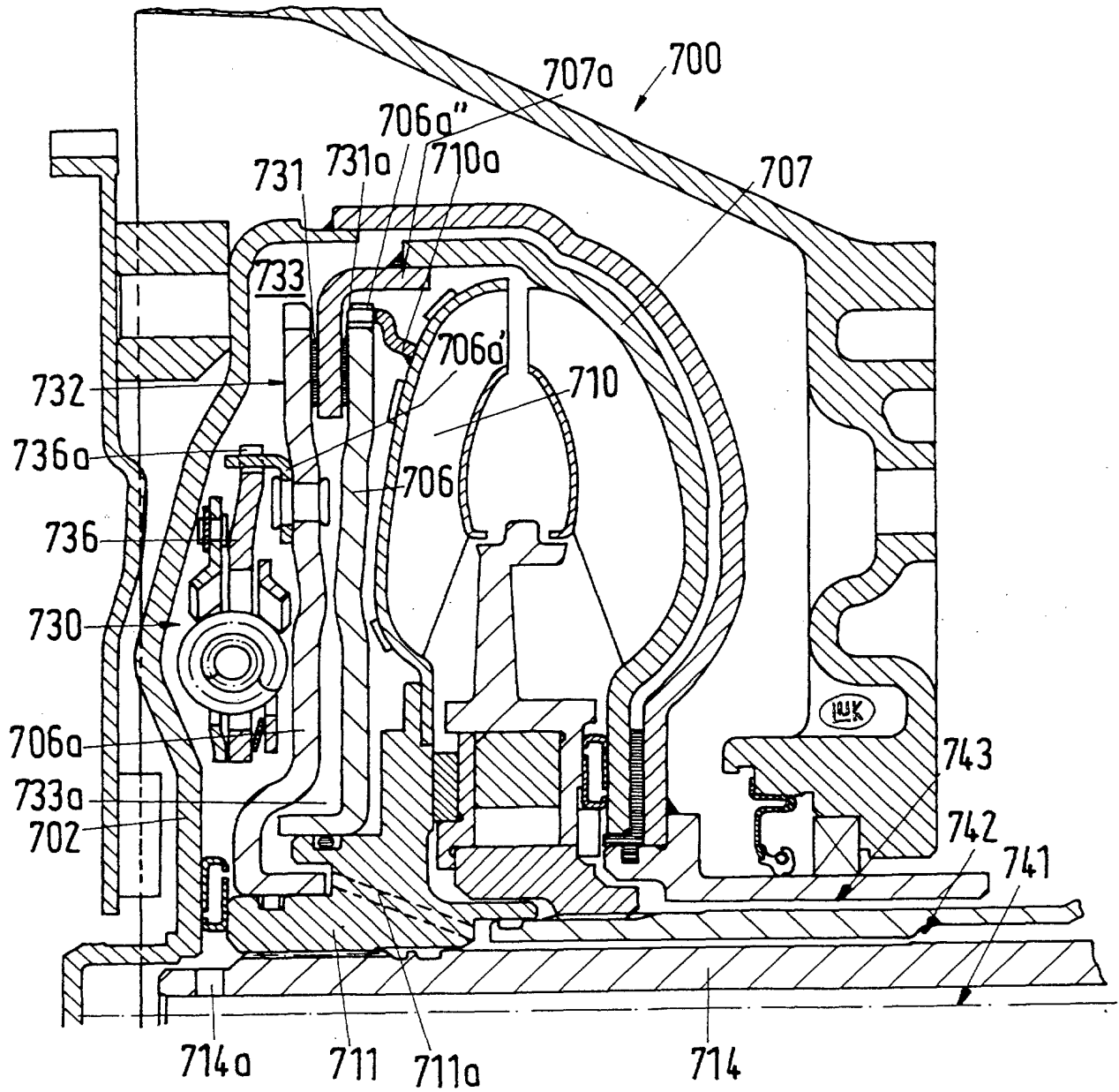


Fig. 8





**PUB-NO:** DE010024191A1  
**DOCUMENT-IDENTIFIER:** DE 10024191 A1  
**TITLE:** TITLE DATA NOT AVAILABLE  
**PUBN-DATE:** November 30, 2000

**INVENTOR-INFORMATION:**

<b>NAME</b>	<b>COUNTRY</b>
REIK, WOLFGANG	DE
KOZAREKAR, SHAILESH	US
MAUCHER, EDMUND	US
BREES, WILLIAM	US

**ASSIGNEE-INFORMATION:**

<b>NAME</b>	<b>COUNTRY</b>
LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU	DE

**APPL-NO:** DE10024191  
**APPL-DATE:** May 17, 2000

**PRIORITY-DATA:** DE10024191A (May 17, 2000) ,  
DE19923561A (May 21, 1999)

**INT-CL (IPC):** F16H041/04 , F16H045/02

**EUR-CL (EPC):** F16H045/02

**ABSTRACT:**

CHG DATE=20010601 STATUS=N>The torque

transmission unit has a torsional vibration damper (30) in the power flux between the drive shaft and pump wheel(7), and may be between the casing and pump wheel. The pump wheel is rotatable relative to the casing. The torsional vibration damper may be installed axially between the turbine wheel and casing wall facing the drive unit. A selectable lock-up clutch(32) is effective between the casing and pump wheel, and comprises an axially displaceable piston connected to the casing and torsionally fixed and which is brought into frictional engagement with a component of the pump wheel.